

УДК 621.1.016.4

А.В. ЕФИМОВ, д-р техн. наук, А.Л. ГОНЧАРЕНКО

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУР ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ В КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ АППАРАТАХ НА ОСНОВЕ БАЛАНСОВЫХ УРАВНЕНИЙ

Запропонована методика розрахунку кінцевих температур теплоносіїв в конденсаційних теплоутилізаторах низькопотенційної теплоти відхідних газів котлів.

The design procedure of calculations of outlet temperatures heat carriers of low potential warm of boilers leaving gases in condensation hot waste units is presented.

В настоящее время перед энергетикой Украины остро стоит задача неотложного эффективного решения проблем, связанных с дефицитом и дороговизной газообразного топлива. В связи с этим важным и актуальным направлением государственной стратегической политики является разработка и внедрение в промышленность энергосберегающих теплотехнологических процессов [1]. Эффективным путем решения одной из задач этого направления является использование теплоты газов, отводимых из котельных агрегатов в окружающую среду. Как известно из предыдущих исследований, например [2], это возможно лишь при глубокой утилизации теплоты уходящих газов путем их охлаждения до температур 30–40 °С (ниже точки росы). При этом за счет конденсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания топлива, используется как физическая теплота газов, так и скрытая теплота фазового перехода. Такая технология утилизации позволяет при относительно невысоких капитальных затратах существенно (на 12–15 %) снизить расход газообразного топлива и одновременно улучшить экологические показатели в процессе эксплуатации теплоэнергетического оборудования.

Несмотря на то, что данная технология применяется уже достаточно давно [2, 3], проблема ее совершенствования является насущной и актуальной, так как нерешенными остаются еще многие вопросы, оказывающие существенное влияние на технико-экономические показатели теплоутилизаторов. Наиболее важными из них являются вопросы расчета тепломассообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей и температурных напоров, определяющих массогабаритные характеристики теплообменных аппаратов (ТА). Настоящая статья посвящена разработке методики расчета конечных температур теплоносителей в конденсационной части теплоутилизационных устройств.

Анализ литературных источников в этом направлении свидетельствует, что этому вопросу уделяется недостаточное внимание, очень часто при выполнении тепловых расчетов теплоутилизаторов задаются значениями температуры нагрева теплоносителей (воды, воздуха) на уровне 50 °С, учитывая, что точка росы при сжигании природного газа составляет 55–58 °С. Однако, такой подход неверен, т.к. величины поверхностей теплообмена ТА зависят от расходов теплоносителей.

В качестве примера рассмотрим вариант теплоутилизационной системы, предложенной авторами [4], в состав которой входят: котел, конденсационный

воздухоподогреватель (КВП) с циркулирующим промежуточным шарообразным теплоносителем и конденсационный теплообменный аппарат (КТА) поверхностного типа для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения. Применение шаров диаметром 0,004 м в качестве промежуточного теплоносителя позволяет создать компактную конструкцию КВП, так как удельная поверхность теплообмена при этом составляет порядка $870 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Для обеспечения компактности КТА может быть использована оребренная трубчатая теплообменная поверхность. Такие поверхности в настоящее время достаточно широко применяются в теплоутилизаторах [5, 6].

Конструктивно воздухоподогреватель разделен на три зоны теплообмена: воздушная, газовая «сухая» и газовая конденсационная. В «сухой» зоне теплообмен осуществляется без изменения агрегатного состояния водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания топлива, в конденсационной – с изменением.

Конечную температуру нагрева воздуха и шарообразного теплоносителя в воздушной зоне можно определить по методике, изложенной в [7], без учета фазовых превращений. Определение температуры нагрева воздуха и промежуточного теплоносителя в конденсационной зоне КВП и воды в КТА по вышеуказанной методике затруднительно, так как она разработана для условий, когда отношения водяных эквивалентов N теплоносителей больше единицы, и они однозначно связаны с параметром kH/W . Здесь k – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}$; H – поверхность теплообмена, м^2 ; W – водяной эквивалент теплоносителя, $\text{Вт}/^\circ\text{С}$. Кроме того, предложенный учет фазовых превращений возможен только при наличии теплового расчета КВП, что в значительной мере увеличивает трудоемкость расчета температур теплоносителей.

Более простой и менее трудоемкий способ учета фазовых превращений предложен авторами [8]:

$$G_1 c_{P1} [(\vartheta_{ГР} - \vartheta_{Г2}) - r/c_{P1}] + G_2 c_{P2} (t_{Г.В} - t_{Х.В}) = 0, \quad (1)$$

где G_1, G_2 – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, $\text{кг}/\text{с}$ соответственно; c_{P1}, c_{P2} – массовые теплоемкости теплоносителей, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$ соответственно; $\vartheta_{ГР}, \vartheta_{Г2}$ – температуры газов на входе и выходе ТА, $^\circ\text{С}$, соответственно; $t_{Г.В}, t_{Х.В}$ – температуры горячего и холодного теплоносителей, $^\circ\text{С}$; r – теплота фазового перехода, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Однако эта зависимость предусматривает полную конденсацию горячего теплоносителя и не учитывает потери теплоты с конденсатом. В рассматриваемых здесь теплоутилизаторах конденсируются лишь водяные пары, входящие в состав продуктов сгорания топлива. Учитывая это, разработана методика расчета температур теплоносителей в конденсационных теплообменных аппаратах, основные положения которой изложены ниже.

Представим уравнение (1) в следующем виде:

$$n(W_1 + W_K)(\vartheta_{ГР} - \vartheta_{Г2}) - W_2(t_{Г.В} - t_{Х.В}) = 0, \quad (2)$$

где n – доля теплоты, используемая в КВП, по отношению ко всей теплоте, переданной газами в конденсационных зонах КВП и КТА; W_1 – водяной эквивалент газов, $\text{кВт}/^\circ\text{С}$, W_2 – водяной эквивалент нагреваемых теплоносителей, $\text{кВт}/^\circ\text{С}$.

Водяной эквивалент газов равен:

$$W_1 = G_1^{\text{сух}} c_{P1}, \quad (3)$$

где $G_1^{\text{сух}}$ – массовый расход газов в конденсационной части теплоутилизатора, $\text{кг}/\text{с}$, определяемый следующим образом:

$$G_1^{CYX} = B \cdot V_{CP} \rho_{C.G.}, \quad (4)$$

где B – расход газообразного топлива, $\text{м}^3/\text{с}$; $\rho_{C.G.}$ – плотность сухих газов, $\text{кг}/\text{м}^3$; V_{CP} – средний объем газов, отнесенный к единице расхода топлива, $\text{м}^3/\text{м}^3$, который определяется по формуле:

$$V_{CP} = (V_{\Gamma}^{BX} + V_{C.G.}^{YX})/2, \quad (5)$$

где V_{Γ}^{BX} – объем влажных газов на входе в ТА, $\text{м}^3/\text{м}^3$; $V_{C.G.}^{YX}$ – объем сухих газов на выходе из ТА, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

В уравнении (2) W_K – кажущийся водяной эквивалент конденсирующихся в ТА водяных паров, $\text{кВт}/^\circ\text{C}$, который определяется как:

$$W_K = G_3 \cdot C_{\text{конд}}^{\text{КАЖ}}, \quad (6)$$

где G_3 – массовый расход конденсирующихся водяных паров, $\text{кг}/\text{с}$, определяемый по формуле:

$$G_3 = B(d_{BX} V_{C.G.}^{BX} \rho_{C.G.} - d_{YX} V_{C.G.}^{YX} \rho_{C.G.}), \quad (7)$$

где d_{BX}, d_{YX} – соответственно влагосодержания газов на входе и выходе ТА, $\text{кг}/\text{кг}$; $V_{C.G.}^{BX}$ – объем сухих газов на входе ТА, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Влагосодержания газов определяются следующим образом:

$$d_{BX} = \frac{V_{H_2O}^{BX} \rho_{H_2O}}{V_{C.G.}^{BX} \rho_{C.G.}}; \quad (8)$$

$$d_{YX} = \frac{V_{H_2O}^{YX} \rho_{H_2O}}{V_{C.G.}^{YX} \rho_{C.G.}}, \quad (9)$$

где $V_{H_2O}^{BX}, V_{H_2O}^{YX}$ – объемы водяных паров на входе и выходе ТА, $\text{м}^3/\text{м}^3$ соответственно; ρ_{H_2O} – плотность водяного пара, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Кажущаяся теплоемкость конденсирующихся водяных паров определяется следующим образом:

$$C_{\text{конд}}^{\text{КАЖ}} = \frac{r - \vartheta_{CP}^K c_{\text{вод}}}{\vartheta_{\Gamma P} - \vartheta_{\Gamma 2}}, \quad (10)$$

где ϑ_{CP}^K – средняя температура газов в конденсационной части ТА, $^\circ\text{C}$.

Теплота фазового перехода в диапазоне температур, имеющих место в теплоутилизаторе, может быть определена по формуле:

$$r = 2445 - 2,386(\vartheta_{CP}^K - 23,774). \quad (11)$$

Зависимость (2) дает возможность определить конечные температуры нагрева воздуха и воды в конденсационной части теплоутилизаторов. Однако она не позволяет найти значение температуры нагрева промежуточного шарообразного теплоносителя в воздухоподогревателе, которое необходимо для расчета его расхода. В этом случае более удобной является методика, предложенная для расчета конечных температур теплоносителей в трехконтурном ТА [9], которая заключается в следующем: по известным значениям температур газов на входе в конденсационную часть КВП $\vartheta_{\Gamma P}$ и на выходе из нее $\vartheta_{\Gamma 2}$ и предварительно принятом значении температуры шарообразного теплоносителя на входе в КВП $t_{\text{шп}}$ определяется коэффициент эффективности охлаждения газов:

$$E = \frac{(\vartheta_{\Gamma P} - \vartheta_{\Gamma 2})}{(\vartheta_{\Gamma P} - t_{\text{III}})}. \quad (12)$$

Затем находится отношение водяных эквивалентов газов и шарообразного теплоносителя:

$$N = W_{\Gamma} / W_{\text{III}}, \quad (13)$$

где W_{Γ} , W_{III} – водяные эквиваленты газов и шарообразного теплоносителя, кВт/°С.

Водяной эквивалент газов с учетом эффекта фазовых превращений равен:

$$W_{\Gamma} = W_1 + W_2. \quad (14)$$

Для определения водяного эквивалента шарообразного теплоносителя воспользуемся соотношением:

$$\frac{W_{\Gamma}}{W_{\text{III}}} = \frac{W_{\text{III}}}{W_{\text{B}}}, \quad (15)$$

где W_{B} – водяной эквивалент воздуха, который определяется следующим образом:

$$W_{\text{B}} = B\beta_{\Gamma} V^0 \rho_{\text{B}} c_{\text{PB}}, \quad (16)$$

где β_{Γ} – отношение количества нагреваемого воздуха (для организации процесса горения топлива и защиты газоотводящего тракта от коррозии) к теоретически необходимому; ρ_{B} – плотность воздуха, кг/м³; c_{PB} – массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С); V^0 – теоретически необходимое количество воздуха, м³/м³.

Из соотношения (15) следует:

$$W_{\text{III}} = W_{\Gamma} W_{\text{B}} / 2. \quad (17)$$

Температура нагрева шарообразного теплоносителя в конденсационной зоне КВП определяется по формуле:

$$t_{\text{III}2} = t_{\text{III}1} + NE(\vartheta_{\Gamma P} - t_{\text{III}1}). \quad (18)$$

После определения $t_{\text{III}2}$ находится массовый расход шарообразного теплоносителя:

$$G_{\text{конд}} = \frac{BQ_{\text{ВП}}}{(t_{\text{III}2} - t_{\text{III}1})c_{\text{III}}}, \quad (19)$$

где c_{III} – массовая теплоемкость шарообразного теплоносителя, кДж/(кг·°С); $Q_{\text{ВП}}$ – количество теплоты, которое расходуется на нагрев воздуха в конденсационной части КВП, кДж/м³.

Определение температуры нагрева воды в КТА осуществляется по зависимости (2), но при этом n заменяется на $(1 - n)$, т. к. часть теплоты уже использована в КВП. При этом предварительно задается расход воды.

По найденной температуре воды уточняется ее расход по формуле:

$$D = \frac{BQ_{\text{ТА}}}{(t_{\text{Г.ВОД}} - t_{\text{Х.ВОД}})c_{\text{ВОД}}}, \quad (20)$$

где $c_{\text{ВОД}}$ – массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·°С); $t_{\text{Г.ВОД}}$, $t_{\text{Х.ВОД}}$ – температуры горячей и холодной воды, °С соответственно; $Q_{\text{ТА}}$ – количество теплоты, выделяющееся в конденсационной части КТА, кДж/м³.

Таким образом, разработанная методика позволяет на основе балансовых уравнений сформировать исходные данные для теплового расчета сложной теплоэнергетической системы «котел – КВП–КТА». В процессе теплового расчета

указанной системы возможно уточнение параметров теплоносителей с учетом тепломассообменных процессов, протекающих в теплоутилизационных аппаратах с конденсацией водяных паров из парогазовых смесей. Такой учет требует разработки метода и математической модели расчета тепломассообмена двухфазных сред.

Литература

1. Стратегія енергозбереження в Україні: Аналітично-довідкові матеріали в 2-х томах: Загальні засади енергозбереження / За ред. В.А. Жовтянського, М.М. Кулика, Б.С. Стогнія. – К.: Академперіодика, 2006. – Т. 1. – 510 с.
2. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. – Л.: Недра. Ленинградское отделение, 1980. – 280 с.
3. Басин Г.А. Конденсационная отопительная техника в странах Западной Европы // Водоснабжение и санитарная техника. – 1990. – № 7. – С. 24-27.
4. Ефимов А.Е. Экспериментальная установка для глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из водогрейного котла ТПВ-200 / А.Е. Ефимов, Л.В. Гончаренко, К.Э. Цымбал, Т.А. Есипенко, А.Л. Гончаренко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 11. – С. 63-66.
5. Навродська Р.О. Утилізація теплоти відхідних газів газоспоживаючих котлів у поверхневих теплоутилізаторах конденсаційного типу: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06. – К., 2001. – 20 с.
6. Буханов Д.Ю. Исследование и оптимизация метода получения конденсата из уходящих продуктов сгорания природного газа: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14. – М., 2007. – 15 с.
7. Ефимов А.В. Определение конечных температур теплоносителей в теплообменных аппаратах котельных установок с движущейся шарообразной насадкой / А.В. Ефимов, Л.В. Гончаренко, К.Э. Цымбал, Адель-Аль-Тувайни // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2003. – № 4. – С. 28-31.
8. Справочник по теплообменникам: В 2 т. Т.1 / С74. Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.
9. Василенко В.Н. Тепловой расчет многоконтурных теплообменных систем // Промышленная энергетика, 1990. – № 1. – С. 37-40.

© Ефимов А.В., Гончаренко А.Л., 2008